

⑫ 公開実用新案公報(U) 平1-97055

⑤ Int. Cl.⁴F 02 D 15/04
41/14
43/00

識別記号

3 1 0
3 0 1

庁内整理番号

C-6502-3G
B-7813-3G
S-7604-3G
E-7604-3G

④ 公開 平成1年(1989)6月28日

審査請求 未請求 (全3頁)

⑭ 考案の名称 可変圧縮比内燃機関の制御装置

⑰ 実 願 昭62-193640

⑱ 出 願 昭62(1987)12月21日

⑲ 考 案 者 甲 斐 志 誠 神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地 日産自動車株式会社
内

⑳ 出 願 人 日産自動車株式会社 神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地

㉑ 代 理 人 弁理士 志賀 富士弥 外2名

㉒ 実用新案登録請求の範囲

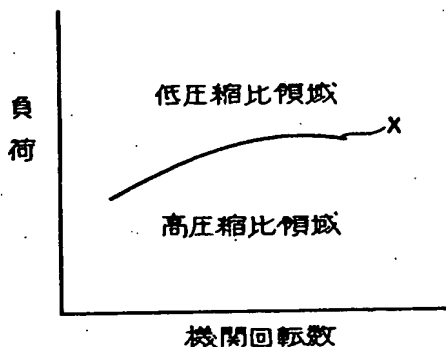
車両の運転条件により所定のリーンバーン領域内でリーンバーン信号を出力するリーンバーン制御手段と、運転状態に応じて機関の圧縮比を高・低圧縮比状態に切り替える圧縮比可変手段とを備えた内燃機関において、運転状態に基づいて上記高・低圧縮比領域を判別する判別手段と、上記判別手段により低圧縮比領域から高圧縮比領域への切り替え信号が出力された時点から所定時間経過まで上記リーンバーン制御を禁止する遅延制御手段とを備えたことを特徴とする可変圧縮比内燃機関の制御装置。

図面の簡単な説明

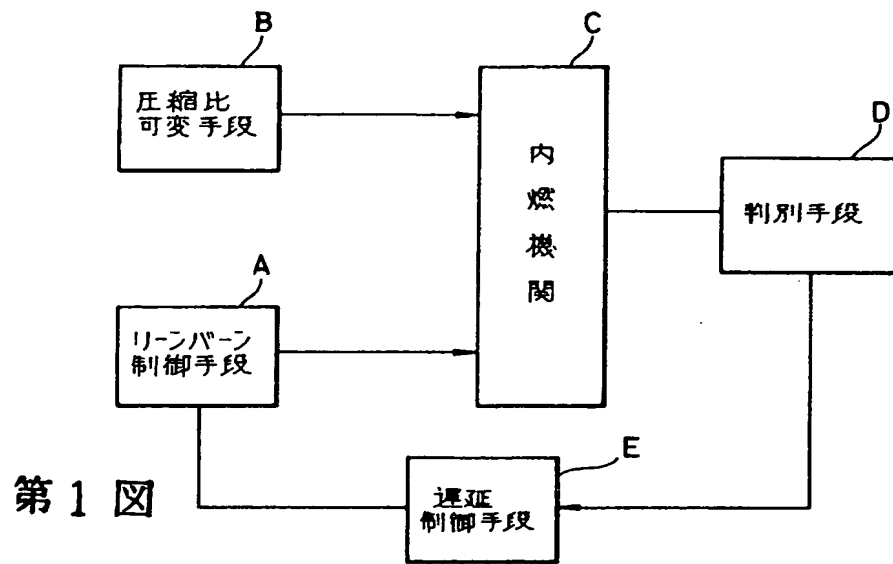
第1図はこの考案の構成を示すクレーム対応

図、第2図はこの考案の一実施例を示す構成説明図、第3図はこの実施例に供される圧縮比可変機構の要部断面図、第4図は機関運転状態に応じて予め設定された高・低圧縮比領域のデータマップ概略図、第5図はこの実施例におけるリーンバーン制御の制御プログラムを示すフローチャート、第6図はこの実施例の遅延制御の制御プログラムを示すフローチャートである。

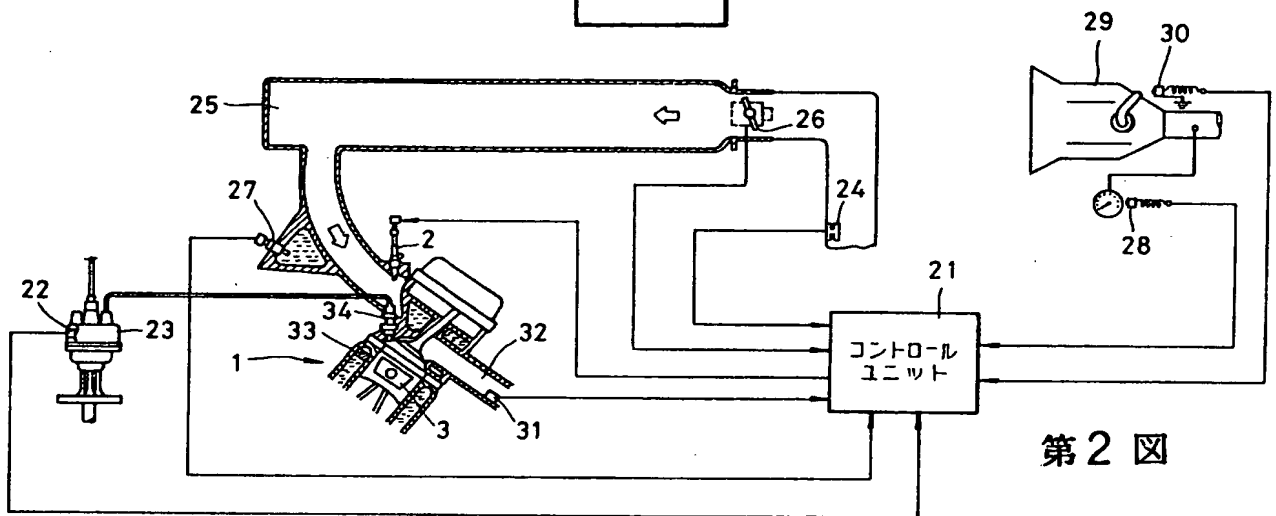
A……リーンバーン制御手段、B……圧縮比可変手段、C……内燃機関、D……判別手段、E……遅延制御手段。



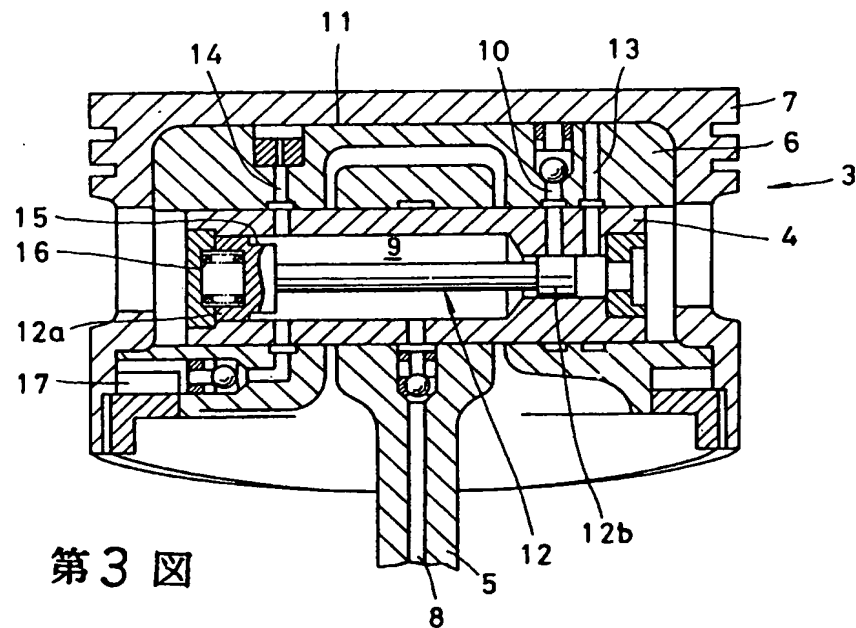
第4図



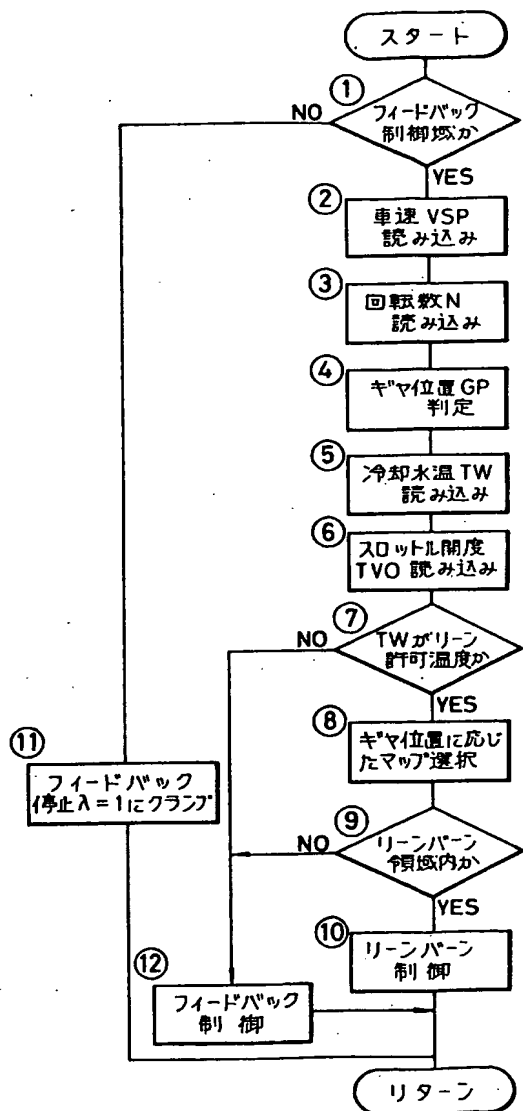
第1図



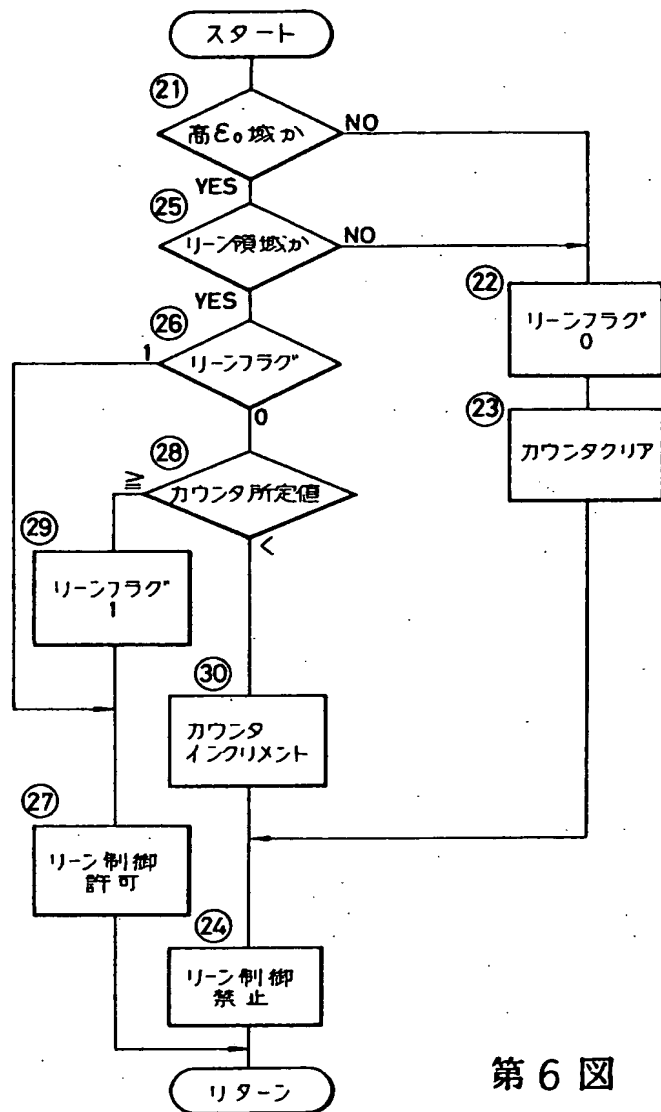
第2図



第3図



第5図



第6図

公開実用平成 1-97055

⑩ 日本国特許庁(JP)

⑪ 実用新案出願公開

⑫ 公開実用新案公報(U)

平1-97055

⑬ Int. Cl.

F 02 D 15/04
41/14
43/00

識別記号

3 1 0
3 0 1

庁内整理番号

C-6502-3G
B-7813-3G
S-7604-3G
E-7604-3G

⑭ 公開 平成1年(1989)6月28日

審査請求 未請求 (全 頁)

⑮ 考案の名称 可変圧縮比内燃機関の制御装置

⑯ 実 願 昭62-193640

⑰ 出 願 昭62(1987)12月21日

⑱ 考 案 者 甲 斐 志 誠 神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地 日産自動車株式会社
内

⑲ 出 願 人 日産自動車株式会社 神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地

⑳ 代 理 人 弁理士 志賀 富士弥 外2名



明 細 書

1. 考案の名称

可変圧縮比内燃機関の制御装置

2. 実用新案登録請求の範囲

(1) 車両の運転条件により所定のリーンバーン領域内でリーンバーン信号を出力するリーンバーン制御手段と、運転状態に応じて機関の圧縮比を高・低圧縮比状態に切り替える圧縮比可変手段とを備えた内燃機関において、運転状態に基づいて上記高・低圧縮比領域を判別する判別手段と、上記判別手段により低圧縮比領域から高圧縮比領域への切り替え信号が出力された時点から所定時間経過まで上記リーンバーン制御を禁止する遅延制御手段とを備えたことを特徴とする可変圧縮比内燃機関の制御装置。

3. 考案の詳細な説明

産業上の利用分野

この考案は、リーンバーン制御機構と圧縮比可変機構とを組み合わせる可変圧縮比内燃機関の制御装置に関する。



従来の技術

近時、自動車用内燃機関にあっては、低負荷時における熱効率の向上と高負荷時などにおけるノッキングの抑制との両立などを図るために圧縮比可変機構を備えたものがある。例えば、実開昭58-25637号公報に記載された技術は、インナピストンとアウトピストンとの二重構造にすると共に、インナピストンとアウトピストンとの間に油室を形成し、低負荷域には油室に油圧を供給してアウトピストンをインナピストンに対して上方へ相対移動させて高圧縮比状態を創成する一方、高負荷域には油室内の油を下部液室等に排出してアウトピストンを下方へ相対移動させて低圧縮比状態に切り替えるようになっている。

他方、斯る可変圧縮比内燃機関に、燃費の低減等を更に助長するために、リーンバーン制御機構を組み合わせることが可能である。このリーンバーン制御機構は、車両の運転条件、詳しくは車速、変速機のギア位置（通常車速と機関回転数とで判定する）、機関冷却水温、スロットル弁開度等の



諸条件が所定のリーンバーン領域にある場合に限って、空燃比制御の目標空燃比を理論空燃比ではなく、これよりもリーン側の空燃比に設定して希薄燃焼させるようにしたものである。尚、このリーンバーン制御の際に、空燃比制御をオープンループ制御で行うものもあり、またフィードバック制御で行うものもある。

そして、このように圧縮比可変機構とリーンバーン制御機構とを組み合わせる用いた場合には、リーンバーン制御を上述の所定運転条件下だけでなく高圧縮比状態にある場合にも行える。つまり、高圧縮比状態であれば、熱効率が高くなるため、希薄混合気の使用であっても運転性が悪化することはない。したがって、その分リーンバーン制御の可能範囲が拡大されて燃費の低減等の要請を十分に満足することができるのである。

考案が解決しようとする問題点

しかしながら、上述のように圧縮比可変機構とリーンバーン制御機構を組み合わせた内燃機関にあっては、理論空燃比からリーンバーン制御への



切り替えつまり燃料供給量等の切り替え制御が略電氣的手段により運転条件変化に応じて即座に行われるのに対し、圧縮比可変機構による高・低圧縮比への切り替えが上述のように油圧等を介して機械的な作動によって行われている。このため、圧縮比切り替えの応答性が悪くしたがって、例えばリーンバーン制御への切り替えと、低→高圧縮比への切り替え制御を同時に行った場合には、リーンバーン制御の切替速度に圧縮比切替速度が追従できず、リーンバーン制御中に低圧縮比状態が一時的に続いている状態となる。この結果、熱効率の大幅な低下を招くと共に、運転性が頗る悪化するという不具合が生じる。

問題点を解決するための手段

この考案は、上記従来の問題点を解決するために、第1図に示すように車両の運転条件により所定のリーンバーン領域内でリーンバーン信号を出力するリーンバーン制御手段Aと、運転状態に応じて機関の圧縮比を高・低圧縮比状態に切り替える圧縮比可変手段Bとを備えた内燃機関Cにおい



て、運転状態に基づいて上記高・低圧縮比領域を判別する判別手段Dと、上記判別手段により低圧縮比領域から高圧縮比領域への切り替え信号が出力された時点から所定時間経過まで上記リーンバーン制御を禁止する遅延制御手段Eとを備えたことを特徴としている。

作用

上記構成を有するこの考案によれば、車両運転条件が理論空燃比領域からリーンバーン領域に切り替えられた際、あるいはリーンバーン制御中において、機関運転状態の変化に伴い低圧縮比状態から高圧縮比状態に切り替わる信号が判別手段Dから出力されると、遅延制御手段Eによって上記圧縮比切り替え時点から所定時間経過するまでの間、リーンバーン制御が一時的に禁止される。したがって、低圧縮比から高圧縮比への切替応答性の悪化により切り替え遅れが生じてもリーンバーン制御と低圧縮比状態が一致することがなくなる。

実施例

第2図は、この考案に係る制御装置の機械的構



成を示す構成説明図である。

図中 1 は各気筒の吸気ポートに燃料を噴射する燃料噴射弁 2 を備えた 4 気筒ガソリン機関であり、この内燃機関 1 は、圧縮比可変機構を有するピストン 3 を備えている。すなわち、このピストン 3 は、第 3 図に示すようにピストンピン 4 を介してコンロッド 5 に連結されたインナピストン 6 の外周にアウトピストン 7 が軸方向へ摺動可能に被嵌してなり、例えば機関低負荷域では図外のオイルポンプから送出された圧油が主通路 8 から作動液室 9 に送られ、ここから供給通路 10 を経て上部液室 11 に供給される。この時点では、スプール弁 12 の第 2 弁体 12 b が排出通路 13 を閉塞しているため、上部液室 11 の容積が速やかに増大し、これによりアウトピストン 7 がインナピストン 6 に対して上方へ相対移動して高圧縮比状態が創成される。

一方、高負荷域では、斯る運転状態時における初期の大きな燃焼圧力がアウトピストン 7 の上面に作用すると上部液室 11 内に高圧が掛かり、こ



の高压油が信号圧力通路 1 4 を通って第 1 弁体 1 2 a の受圧部 1 5 に作用する。このため、スプール弁 1 2 がスプリング 1 6 のばね力に抗して左方向へ瞬時に移動し、第 2 弁体 1 2 b が供給通路 1 0 を閉塞すると共に、排出通路 1 3 を開成する。これにより、上部液室 1 1 内の圧油が排出通路 1 3 を通って外部へ速やかに排出され、また、作動液室 9 内の圧油が下部液室 1 7 に供給される。したがって、アウトピストン 7 が速やかに下降して低圧縮比状態が応答性よく創成されるようになっている。

また、第 2 図の 2 1 はマイクロコンピュータからなるコントロールユニットであって、このコントロールユニット 2 1 は、上記圧縮比可変機構の圧縮比領域の検出や、リーンバーン制御を含む燃料供給量制御並びにリーンバーン遅延制御等を行っており、この種々な制御を行うために、各種センサからの信号を入力している。すなわち、2 2 はディストリビュータ 2 3 に内蔵されて内燃機関 1 のクランク軸回転数 N を検出するクランク角セ



ンサ、24は吸気通路25のスロットル弁26上流側に配置されて吸入空気量 Q を検出するためのエアフローメータ、27は内燃機関1の冷却水温を検出する水温センサ、28は変速機29の出力軸の回転数つまり車速 VSP を検出する車速センサ、30は変速機29のニュートラル位置の有無を検出するためのニュートラルスイッチ、31は排気通路32に設けられて排気中の残存酸素濃度から内燃機関1の空燃比を検出する O_2 センサであって、この O_2 センサ31は、空燃比を連続的に検出し得る形式のものが用いられている。また、ロッキングセンサ33や基本燃料噴射量 T_F 等から機関の負荷を検出している。

そして、上記コントロールユニット21は、前述の圧縮比可変機構により創成される高圧縮比領域あるいは低圧縮比領域を、機関運転状態に応じて検出する例えば第4図に示すようなデータマップが記憶されている。すなわち、内燃機関1の負荷と回転数との相対関係で予め設定された既知の値から、しきい値線 x 以上は低圧縮比領域（低圧



縮比に制御されるべき領域、つまり概ね高負荷時)であると判断する一方、しきい値線 x 以下は高圧縮比領域 (高圧縮比に制御されるべき領域、つまり概ね低負荷時) であると判断するようになっている。

また、上記コントロールユニット 21 は、第 5 図に示すフローチャートによりリーンバーン制御を行っている。まず、ステップ 1 で O_2 センサ 31 を用いた空燃比のフィードバック制御領域であるか否かを判定する。これは図示せぬプログラムに従って種々の条件に基づき判定されるもので例えば内燃機関の暖機が完了していないとき、高速高負荷域 (低圧縮比状態) で増量を行っているときなどは、ステップ 1 からステップ 11 に進み、 O_2 センサ 31 に基づくフィードバック制御を停止し、オープンループ制御とする。つまり、フィードバック補正係数 α を「1」に固定し、理論空燃比 ($\lambda = 1$) 近傍を目標空燃比としたオープンループ制御を行う。

一方、ステップ 1 で空燃比フィードバック制御



領域であると判定された場合には、ステップ 2、3 で車速信号 V S P および機関回転数信号 N を読み込み、かつステップ 4 でこの車速 V S P と回転数 N とから変速機 2 9 のギア位置 G P を判定する。そして、更にステップ 5、6 で冷却水温 T W 及びスロットル弁 2 6 開度 T V O を読み込む。

次にステップ 7 では水温センサ 2 7 で検出された冷却水温がリーンバーン制御可能な温度範囲にあるか否かを判定する。この水温 T W が所定値以下の場合には、やはり運転性が悪化するのでリーンバーン制御は行わない。つまり、ステップ 1 2 へ進み 0。センサ 3 1 を用いた通常の理論空燃比を目標とした空燃比フィードバック制御を行う。

また、ステップ 7 で水温 T W が所定温度以上であれば、ステップ 8 へ進み、各ギア位置 G P 毎に予め設定されているリーンデータマップをギア位置 G P に応じて選択する。尚、このリーンデータマップは、スロットル弁 2 6 開度 T V O と車速 V S P との関数としてリーンバーン制御領域が定められている。次に、ステップ 9 で、このリーンデ



ータマップと実際のスロットル弁26開度TVO、車速VSPとを比較し、リーンバーン領域内にあるか否かを判定する。ここで、リーンバーン領域外であればステップ12に進み、やはり理論空燃比を目標空燃比とした通常空燃比フィードバック制御を行う。一方、リーンバーン領域内である場合には、ステップ10に進み、フィードバック制御を停止するとともに目標空燃比を所定のリーン側空燃比に設定したオープンループ制御を行う。つまり希薄混合気を用いたリーンバーン制御を行う。

以下、このリーンバーン制御手段を備えたコントロールユニット21の本実施例における制御全体を第6図のフローチャートに基づいて説明する。

まず、ステップ21で、上記圧縮比データマップと現在の機関運転状態とを比較して、高圧縮比領域にあるか否かを判別し、高圧縮比領域ではない場合は、ステップ22に進み、ここではリーンバーンフラグを「0」にし、更にステップ23で機関回転同期あるいは回転同期によってカウント



されるカウンタを 0 にする。そして、ステップ 24 に進み、ここで上記リーンバーン制御を禁止する。したがって、内燃機関 1 は、上述の如く通常の理論空燃比を目標とした空燃比フィードバック制御が行われる。

一方、ステップ 1 で高圧縮比領域であると判別された場合には、ステップ 25 で第 5 図に示したリーンバーン制御ルーテンでリーンバーン領域か否かを判別し、リーンバーン領域でない場合はステップ 22 に進むが、リーンバーン領域であると判別した場合は、ステップ 26 に進み、ここではリーンバーンフラグが「1」つまりフラグが立っているか否か「0」かを判別し、リーンバーンフラグが「1」であればステップ 27 に進む。このステップ 27 では、リーンバーン制御を許可する処理を行い、したがって、内燃機関 1 は、リーンバーン制御による希薄燃焼を行い燃費の低減等を図っている。

他方、ステップ 26 でリーンバーンフラグが「0」であると判別した場合は、ステップ 28 で



上述のカウンタが所定値よりも大きいか否かを判別し、大きい場合はステップ 29 でリーンバーンフラグを「1」とする処理を行い、ステップ 27 に進む。また、ステップ 28 でカウンタが所定値よりも小さいと判別した場合には、ステップ 30 でカウンタをインクリメントつまり「1」を加算し（所定時間遅延させる）、そのままステップ 24 に進んでリーンバーン制御が禁止され、通常のリ理論空燃比制御が行われる。これによって低圧縮比状態から高圧縮比へ完全に切り替わるまでの時間的な遅れから生じる低圧縮比状態下でのリーンバーン制御が確実に防止されるのである。尚、ステップ 24 及びステップ 27 で所定の処理後は、元に戻って上述の処理を繰り返す。

また、上記実施例におけるコントロールユニット 21 は、機関回転数 N と基本燃料噴射量 T_F により予め設定された点火時期マップに基づいて最適な点火時期信号をパワートランジスタを介して点火プラグ 34 に出力しており、上記リーンバーン制御中及び高圧縮比状態では所定角度量の遅角



制御を行っている。

更に、圧縮比可変機構の故障などにより、低圧縮比状態に固定してしまった場合には、上記リーンバーン制御を禁止する制御を行っている。

尚、上記圧縮比可変機構は、本実施例のものに限定されるものではなく、上記従来の特許記載のものであってもよい。

考案の効果

以上の説明で明らかなように、この考案に係る可変圧縮比内燃機関の制御装置によれば、低圧縮比状態から高圧縮比状態に切り替わろうとする時点では、リーンバーン制御を一時的に禁止することができるため、低圧縮比状態でのリーンバーン制御が確実に防止される。これによって熱効率の低下や運転性の悪化を十分に防止できる。

4. 図面の簡単な説明

第1図はこの考案の構成を示すクレーム対応図、第2図はこの考案の一実施例を示す構成説明図、第3図はこの実施例に供される圧縮比可変機構の要部断面図、第4図は機関運転状態に応じて予め

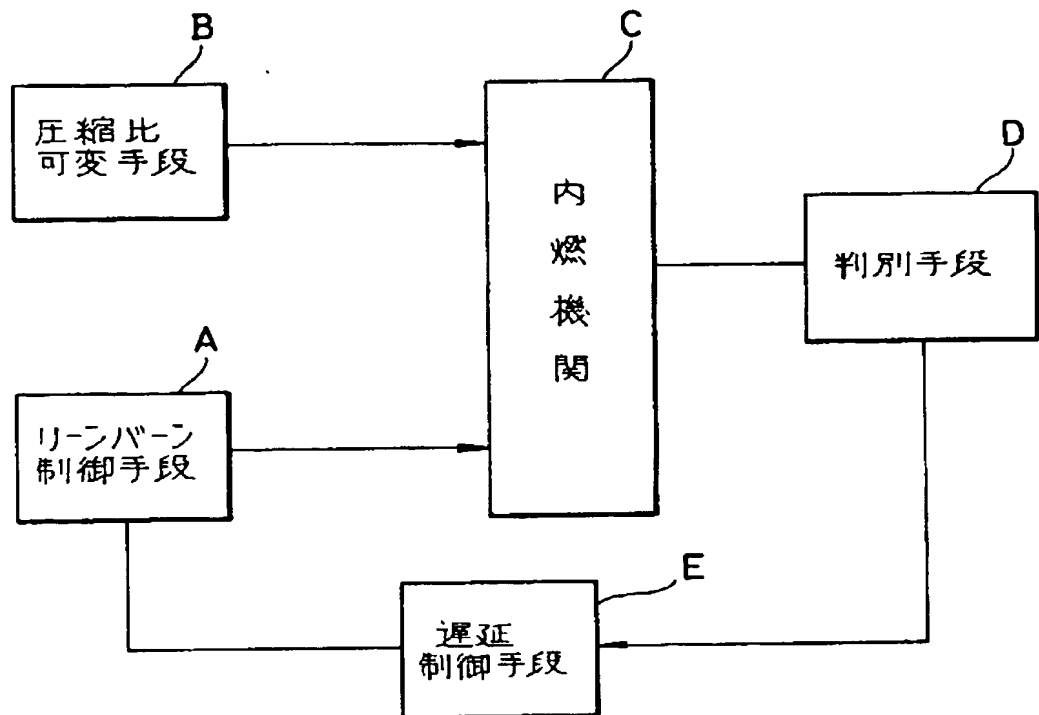


設定された高・低圧縮比領域のデータマップ概略図、第5図はこの実施例におけるリーンバーン制御の制御プログラムを示すフローチャート、第6図はこの実施例の遅延制御の制御プログラムを示すフローチャートである。

A…リーンバーン制御手段、B…圧縮比可変手段、C…内燃機関、D…判別手段、E…遅延制御手段。

代理人 志 賀 富 士 弥
外 2 名



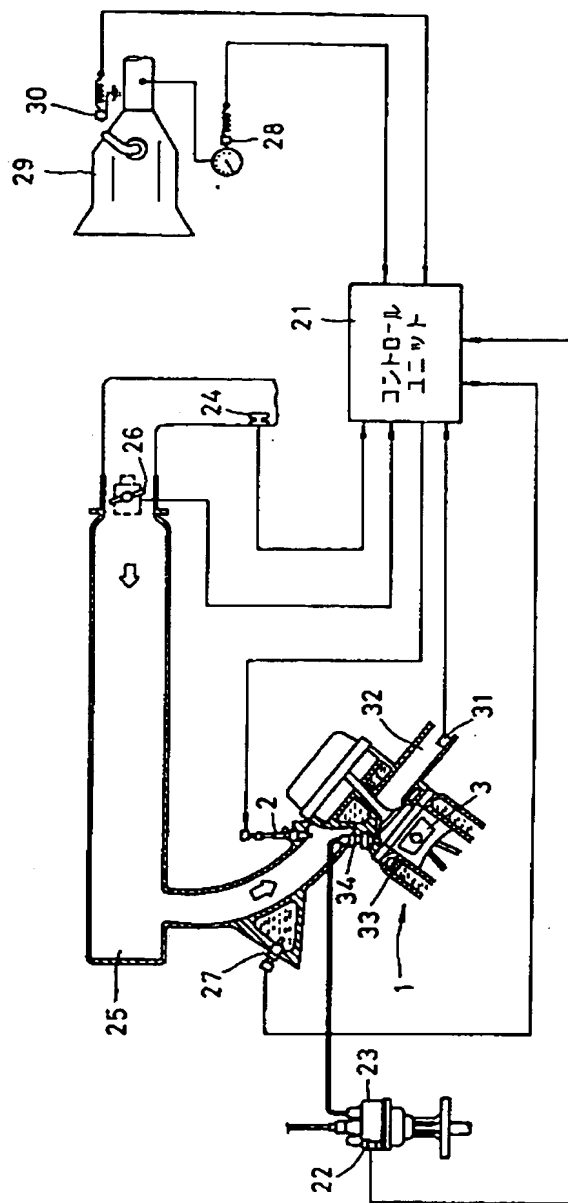


第 1 図

744

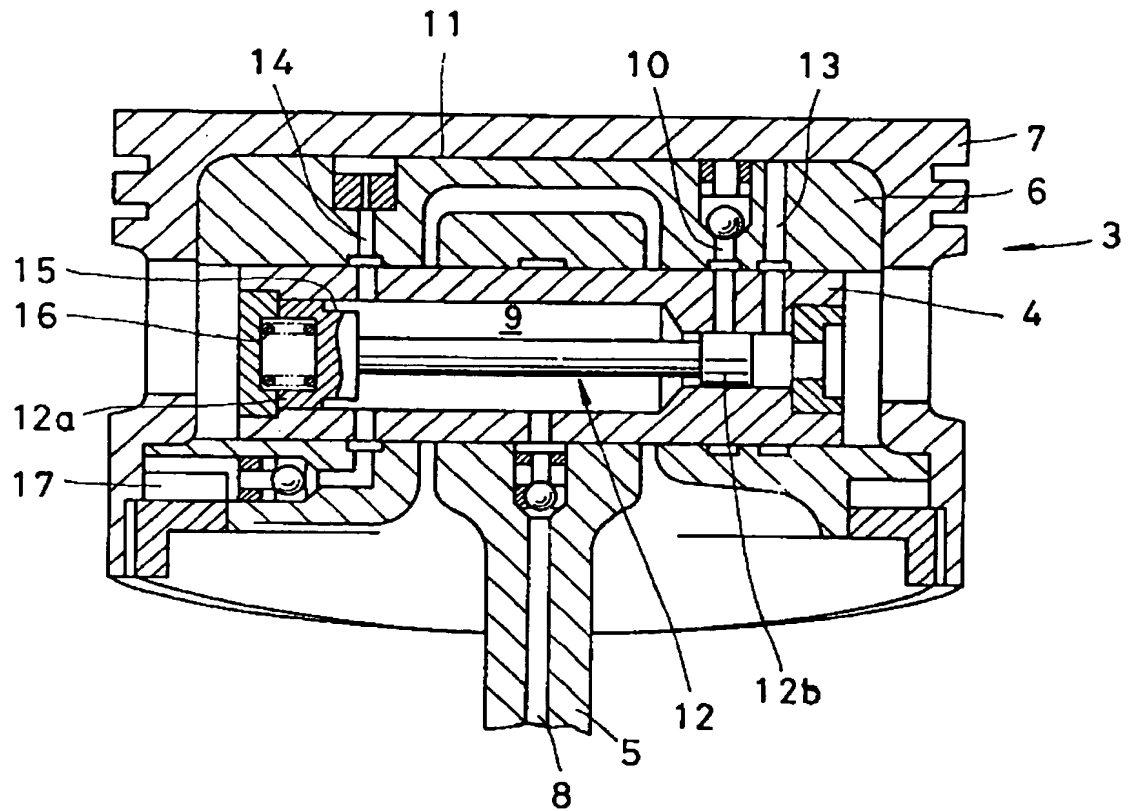
代理人弁理士 志賀富士弥外2

実用 1-97055



第2図

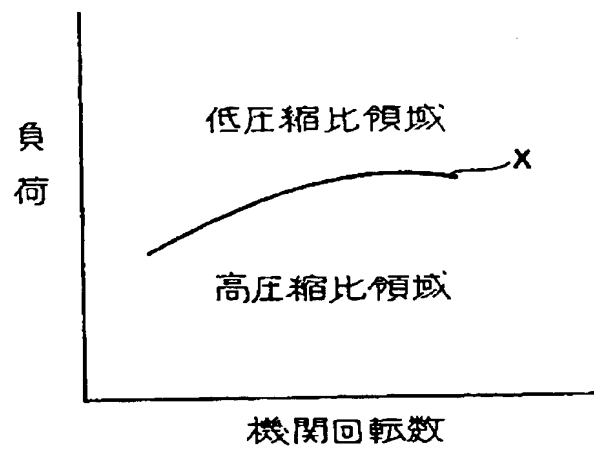
745



第3図

746.

代理人弁理士 志賀富士弥外



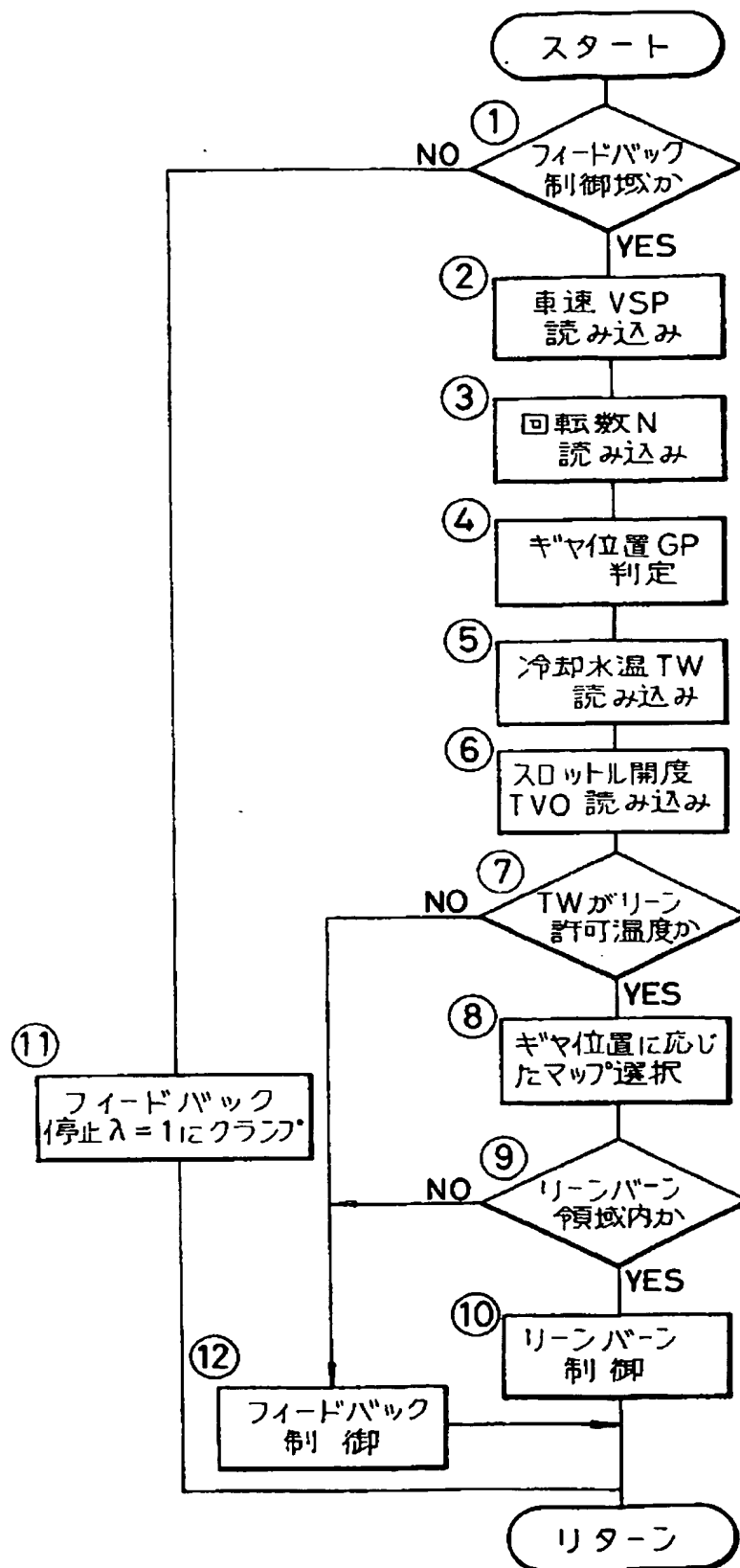
第 4 図

14

747

代理人弁理士 志 賀 富 士 弥 外2名

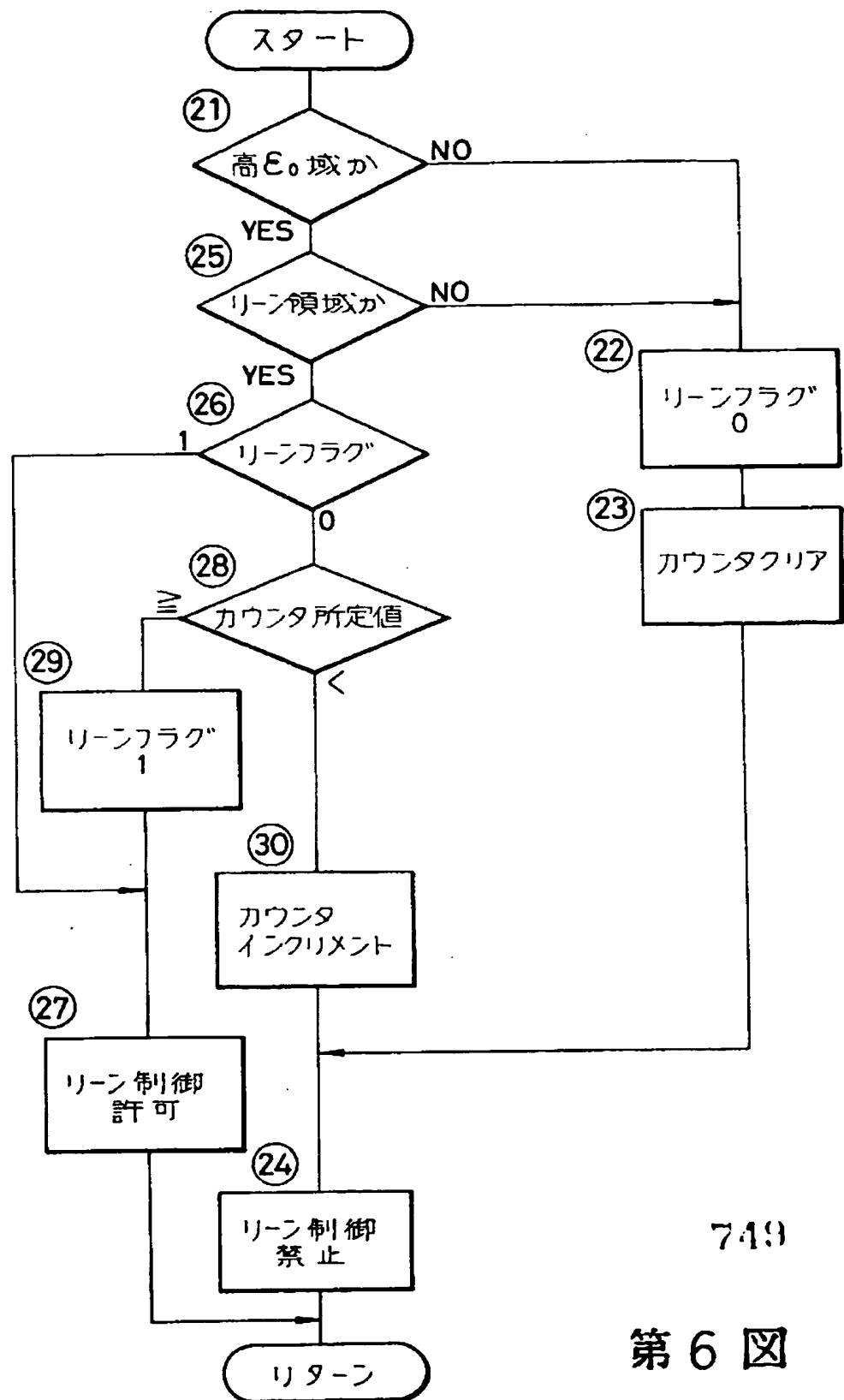
昭和 14 年 10 月 1 日



748

第5図

代理人弁理士 志賀富士弥



749

第6図



SPECIFICATION

1. Title of the Invention

Control device for variable compression ratio internal combustion engine

2. Claims

(1) A control device for a variable compression ratio internal combustion engine [adapted for use] in an internal combustion engine furnished with lean burn control means for outputting a lean burn signal within a prescribed lean burn zone determined according to vehicle operating conditions, and compression ratio varying means for switching the compression ratio of the engine between a high and a low compression ratio state depending on operating conditions, the device comprising: determining means for determining said high or low compression ratio state based on operating conditions; and delay control means for prohibiting said lean burn control for a prescribed time interval starting from the point in time of output by said determining means of a signal to switch from the low compression ratio zone to the high compression ratio zone.

3. Detailed Description of the Invention

Field of Industrial Utilization

The present invention relates to a control device for variable compression ratio internal combustion engine that combines a lean burn control mechanism and a compression ratio varying mechanism.

Prior Art

Some recent automotive internal combustion engines are equipped with a compression ratio varying mechanism for the purpose of both improving thermal efficiency at low loads and reducing knocking at high loads. For example, the technology disclosed in Japanese Unexamined Utility Model Application 58-25637 teaches a double structure of an inner piston and an outer piston and having an oil chamber formed between the inner piston and the outer piston, whereby in the low load zone, hydraulic pressure is supplied to the oil chamber, moving the outer piston upward relative to the inner piston to create a high compression ratio state;

whereas in the high load zone, oil within the oil chamber is expelled into a lower liquid chamber or the like, moving the outer piston downward and switching to a low compression ratio state.

Meanwhile, it is possible to combine a lean burn control mechanism with such a variable compression ratio internal combustion engine, in order to further promote lower fuel costs. Such a lean burn control mechanism is designed to set the air-fuel ratio to the lean side and bring about lean combustion only in instances where the operating conditions of the automobile, specifically, the vehicle speed, gear position of the gearshift (typically determined from vehicle speed and engine rpm's), engine coolant temperature, degree of throttle opening, or other parameters, lie within a prescribed lean burn zone, rather than setting the target air-fuel ratio for air-fuel ratio control to the theoretical air-fuel ratio. During such lean burn control, control of the air-fuel ratio is carried out in some systems through open loop control, and in other systems through feedback control.

Where a compression ratio varying mechanism and a lean burn control mechanism are combined in this way, in some cases lean burn control is also carried out in instances of a high compression ratio state, and not just under the prescribed operating conditions mentioned above. That is, in a high compression ratio state, since thermal efficiency is high, the use of a weak mixture will not impair operation. Consequently, the possible range for lean burn control can be expanded to a corresponding extent, and the need for reduced fuel cost and so on can be met.

Problem the Invention Attempts to Solve

However, with an internal engine that combines a lean burn control mechanism and a lean burn control mechanism as described above, whereas control to switch from the theoretical air-fuel ratio to lean burn control, i.e. to switch the fuel feed rate or the like, is carried out immediately by electrical means in response to changes in operating conditions, the switch from high to low compression ratio by the compression ratio varying mechanism is carried out through the agency of hydraulic pressure or other mechanical operation as described previously.

Consequently, the response of compression ratio switching tends to be poor, and

thus when for example, switching to lean burn control and switching control from low to high compression ratio take place simultaneously, the speed of switching the compression ratio cannot keep pace with the speed of switching to lean burn control, and a low compression ratio state will persist temporarily during lean burn control.

5 As a result, there is a risk of an appreciable drop in thermal efficiency, and the problem of extremely impaired operation may arise.

Means for Solving the Problem

With a view to solving the aforementioned problem of the prior art, the present invention provides [a control device adapted for use] in an internal
10 combustion engine C like that depicted in FIG. 1 furnished with lean burn control means A for outputting a lean burn signal within a prescribed lean burn zone determined according to vehicle operating conditions, and compression ratio varying means B for switching the compression ratio of the engine between a high and a low compression ratio state depending on operating conditions, [the control device]
15 comprising: determining means D for determining a high or low compression ratio state based on operating conditions; and delay control means E for prohibiting lean burn control for a prescribed time interval starting from the point in time of output by the determining means of a signal to switch from the low compression ratio zone to the high compression ratio zone.

20 Operation

According to the present invention having the constitution described above, when vehicle operating conditions have switched from the theoretical air-fuel ratio zone to the lean burn zone, or during lean burn control, once a signal to switch from the low compression ratio state to the high compression ratio state is output by the
25 determining means D in association with a change in engine operating conditions, lean burn control will be prohibited temporarily by the delay control means E, until a prescribed time interval has elapsed starting from the point in time of the aforementioned switching of the compression ratio. Consequently, lean burn control and the low compression ratio state no longer coincide, despite the

occurrence of a switching delay due to impaired response of switching from the low compression ratio to the high compression ratio.

Working Example

FIG. 2 is a schematic diagram showing the mechanical design of the control device pertaining to the invention.

In the drawing, [symbol] 1 denotes a four-cylinder gasoline engine equipped with a fuel injection valve 2 for injecting fuel into the intake port of each cylinder. The internal combustion engine 1 is also furnished with a piston 3 having a variable compression ratio mechanism. Specifically, as depicted in FIG. 3, in this piston 3, an outer piston 7 fits slidably in the axial direction along the outside periphery of an inner piston linked to a con rod 5 via a piston pin 4; with the engine in the low load zone for example, hydraulic fluid delivered by an oil pump (not shown) is fed into a hydraulic fluid chamber 9 from a main passage 8, and from here is supplied to an upper fluid chamber 11 via a supply passage 10. At this point in time, the second valve body 12b of a spool type valve 12 blocks off a discharge passage 13, producing a quick increase in volume of the upper fluid chamber 11, thereby moving the outer piston 7 upward relative to the inner piston 6 to create a high compression ratio state.

In the high load zone on the other hand, when the initial high combustion pressure during the operating condition in question acts upon the upper face of the outer piston 7, high pressure is brought to bear within the upper fluid chamber 11, and this high hydraulic pressure now acts upon the pressure-receiving face 15 of a first valve body 12a through a signal pressure passage 14. Consequently, the spool type valve 12 instantly moves leftward in opposition to the spring force of a spring 16, and the second valve body 12b blocks off the supply passage 10 while opening up the discharge passage 13. By so doing, the hydraulic fluid within the upper fluid chamber 11 is rapidly discharged to the outside through the discharge passage 13, and the hydraulic fluid within the hydraulic fluid chamber 9 is supplied to a lower fluid chamber 17. Consequently, the outer piston 7 descends rapidly, and the low compression ratio state is created with good response.

[Symbol] 21 in FIG. 2 denotes a control unit comprising a microcomputer; this control unit 21 performs sensing of the compression ratio zone of the aforementioned compression ratio varying mechanism, control of the fuel feed rate including lean burn control, lean burn delay control, and so on. In order to carry out these various controls, the unit inputs signals from sensors of various kinds. Specifically, [symbol] 22 denotes a crank angle sensor housed within a distributor 23, for sensing crankshaft revolutions N of the internal combustion engine 1; [symbol] 24 denotes an air flow meter disposed to the upstream end of a throttle valve 26 in an air intake passage 25, for sensing the intake air flow Q; [symbol] 27 denotes a water temperature sensor for sensing coolant temperature of the internal combustion engine 1; [symbol] 28 denotes a vehicle speed sensor for sensing revolutions of the output shaft of the gearshift 29, i.e. the vehicle speed VSP; [symbol] 30 denotes neutral switch for detecting the presence of the Neutral position of the gearshift 29; and [symbol] 31 denotes an O₂ sensor disposed in an exhaust passage 32, for sensing the air-fuel ratio of the internal combustion engine 1 from the residual oxygen concentration in the exhaust gases. This O₂ sensor 31 is of a type able to continuously sense the air-fuel ratio. The load on the engine is sensed from a knocking sensor 33, the basic fuel injection rate T_P, and so on.

The control unit 21 stores in memory a data map like that depicted in FIG. 4 for example, for detecting, depending on engine operating conditions, the high compression ratio zone or low compression ratio zone created by the aforementioned compression ratio varying mechanism. Specifically, from a known value preestablished on the basis of the relationship of load and rpm's of the internal combustion engine 1, [the zone] above a threshold value x is determined to be the low compression ratio zone (the zone of control to low compression ratio, i.e., during generally high load), whereas [the zone] below the threshold value x is determined to be the high compression ratio zone (the zone of control to high compression ratio, i.e., during generally low load).

The control unit 21 carries out lean burn control according to the flowchart shown in FIG. 5. First, in Step 1, it decides whether [conditions are] in the

feedback control zone for air-fuel ratio using the O₂ sensor 3. This decision is made based on various parameters in accordance with a program, not illustrated; when, for example, the internal combustion engine has not finished warming up, or when increase is carried out in the high speed, high load zone (low compression ratio state), [the routine] advances from Step 1 to Step 11, halts feedback control based on the O₂ sensor 3, and goes into open loop control. That is, with the feedback correction factor held constant at "1," open loop control is carried out with the target air-fuel ratio close to the theoretical air-fuel ratio ($\lambda = 1$).

If on the other hand in Step 1 it is determined that [conditions are] not in the air-fuel ratio feedback control zone, in Steps 2 and 3, the vehicle speed signal VSP and the engine rpm's signal N are read in; and in Step 4, the gear position GP of the gearshift 29 is determined from the vehicle speed VSP and the rpm's N. Then, in Steps 5 and 6, the coolant temperature TW and the throttle valve 26 opening TVO are read in.

Next, in Step 7, it is decided whether the coolant temperature detected by the temperature sensor 27 is within the temperature range where lean burn control is possible. In the event that this temperature TW is below a prescribed value, lean burn control will not be carried out since operation could be adversely affected. That is, [the routine] advances to Step 12, and air-fuel ratio feedback control is carried out targeting the normal theoretical air-fuel ratio using the O₂ sensor 3.

If in Step 7 the temperature TW is above the prescribed value, [the routine] advances to Step 8, and with reference to the gear position GP, selects [one of a number of] lean data maps preestablished for individual gear positions GP. This lean data map sets a lean burn control zone in terms of the relationship of throttle valve 26 opening TVO and vehicle speed VSP. Next, in Step 9, this lean data map is compared with the actual throttle valve 26 opening TVO and vehicle speed VSP to determine whether [conditions are] within the lean burn zone. Here, if [conditions are] outside the lean burn zone, [the routine] advances to Step 12, and normal air-fuel ratio feedback control is carried out with the theoretical air-fuel ratio as the target air-fuel ratio. If on the other hand [conditions are] within the

lean burn zone, [the routine] advances to Step 10, feedback control is halted, and open loop control is carried out with the target air-fuel ratio set to a prescribed lean air-fuel ratio. That is, lean burn control is carried out using a weak mixture.

The following description of overall control in the working example of the control unit 21 equipped with this lean burn control means refers to the flowchart of FIG. 6.

First, in Step 21, the compression ratio data map described previously is compared with current engine operating conditions, deciding whether [conditions] are within the high compression ratio zone. If [conditions] are not within the high compression ratio zone, [the routine] advances to Step 22 wherein the lean burn flag is set to "0," and then to Step 23 wherein the counter that counts [up] in sync with engine rpm's or in sync with revolutions is [reset] to 0. Then [the routine] advances to Step 24, wherein the lean burn control described previously is prohibited. Consequently, the internal combustion engine 1 carries out air-fuel ratio feedback control targeting the normal theoretical air-fuel ratio as described previously.

If on the other hand in Step 1 [conditions are] decided to be in the high compression ratio zone, in Step 25, in the lean burn control routine depicted in FIG. 5, it is determined whether [conditions are] in the lean burn zone. In the event that [conditions are] not in the lean burn zone, [the routine] advances to Step 22, or if determined that [conditions are] in the lean burn zone, [the routine] advances to Step 26, wherein it is determined whether the lean burn flag is set to "1," i.e. whether the flag is raised, or set to "0." If the lean burn flag is set to "1," [the routine] now advances to Step 27. In this Step 27, a process to enable lean burn control is carried out, and consequently the internal combustion engine 1 carries out lean combustion through lean burn control, with the aim of reduced fuel expenditure.

If on the other hand it is determined in Step 26 that the lean burn flag is "0," in Step 28 it is decided whether [the value in] the counter mentioned previously is greater than a prescribed value, and if greater, in Step 29 performs a process to set the lean burn flag to "1," then proceeds to Step 27. If in Step 28 it is decided that

[the value in] the counter mentioned previously is smaller than the prescribed value, in Step 30 the counter is incremented, that is, increased by "1" (causing a delay of prescribed duration), whereupon [the routine] advances to Step 24, prohibits lean burn control, and carries out normal theoretical air-fuel ratio control. By so doing, lean burn control can be reliably prevented [from being carried out] in the low compression ratio state, as the result of a temporal delay before a complete switch from the low compression ratio state to the high compression ratio state. After the prescribed processes of Step 24 and Step 27, [the routine] returns to the beginning, and the processes described above are repeated.

The control unit 21 in the preceding working example also outputs to the spark plugs 34 via power transistors appropriate ignition timing signals on the basis of an ignition timing map established in advance based on engine rpm's N and the basic fuel injection rate T_P , and carries out angle control at prescribed angular metrics during the aforementioned lean burn control and high compression ratio state.

In the event that [the system] should become stuck in the low compression ratio state due to malfunction of the compression ratio varying mechanism or the like, control to prohibit the aforementioned lean burn control will be carried out.

The compression ratio varying mechanism discussed above is not limited to that disclosed in the working example, and may be any of those disclosed in the prior art literature.

Effects of the Invention

As will be apparent from the description herein, according to the control device for a variable compression ratio internal combustion engine pertaining to the present invention, since lean burn control can be temporarily prohibited at the point in time of switching from the low compression ratio state to the high compression ratio state, lean burn control can reliably be prevented from taking place in the low compression ratio state. It is possible thereby to sufficiently prevent a drop in thermal efficiency and impaired operation.

4. Brief Description of the Drawings

FIG. 1 is a schematic diagram of the invention, corresponding to the Claim;
FIG. 2 is a schematic diagram depicting a working example of the invention; FIG. 3
is a fragmentary sectional view of the compression ratio varying mechanism in the
working example; FIG. 4 is a diagrammatic illustration of a data map of high and
5 low compression ratio zones preestablished according to engine operating
conditions; FIG. 5 is a flowchart depicting the control program for lean burn control
in the working example; and FIG. 6 is a flowchart depicting the control program for
delay control in the working example.

A ... lean burn control means

10

B ... compression ratio varying means

C ... internal combustion engine

D ... determining means

E ... delay control means

[Drawing Legends]

FIG. 1

- A lean burn control means
- 5 B compression ratio varying means
- C internal combustion engine
- D determining means
- E delay control means

10 FIG. 2

- 21 control unit

FIG. 4

- load
- 15 low compression ratio zone
- high compression ratio zone
- engine rpm's

FIG. 5

- 20 START
- 1 feedback control zone?
- 2 read vehicle speed VSP
- 3 read rpm's N
- 4 determine gear position GP
- 25 5 read coolant temperature TW
- 6 read throttle opening TVO
- 7 TW at permissible temperature for lean [burn]?
- 8 select map depending on gear position
- 9 within lean burn zone?
- 30 10 lean burn control

11 halt feedback, clamp to $\lambda = 1$
12 feedback control
RETURN

5 FIG. 6

START

21 high ε_0 zone?
22 lean flag 0
23 clear counter
10 24 prohibit lean burn control
25 lean [burn] zone?
26 lean [burn] flag
27 permit lean [burn] control
28 prescribed counter value
15 29 lean flag 1
RETURN